



特 許 願

昭和47年12月5日

特許庁長官 三宅幸夫 殿

1. 発明の名称 ベーン形流体機械

2. 発明者

住所(附所) 大阪府大阪市平野区
氏名 堀内 猛

3. 特許出願人

住所(附所) 大阪市北区西田区香地 新阪急ビル
氏名 (255) アイキン工業株式会社
(附所)

4. 代理人 平 542

住所(附所) 大阪市南区大宮西之町21番地
氏名(名称) (6227) 弁理士 藤原 忠 治

5. 添附書類の目録

- | | |
|-----------|-----|
| (1) 明細書 | 1 通 |
| (2) 図面 | 1 通 |
| (3) 願書副本 | 1 通 |
| (4) (委任状) | 1 通 |

明 細 書

1. 発明の名称

ベーン形流体機械

2. 特許請求の範囲

中央の小径室とその左右の大径室(17a)(17b)との断面積差を略1:2の係数に作成し、該小径室にスプール閥を、また左右の大径室(17a)(17b)にブランジヤ(80a)(80b)をそれぞれ摺動自在に対設すると共に、ベーン形流体モータの入口圧(PA)が前記スプール閥の一端と一側のブランジヤの内面とに作用し、また出口圧(PB)がスプール閥の他端と他側のブランジヤの内面とに各々作用する如く回路を構成する一方、前記スプール閥のコーナと前記小径室との間に形成される可変オリフィス(4)による制御圧力が中間域(44)におけるベーン吐出室(41)と、フィードバック通路(88a)(88b)を介して上記両ブランジヤ(80a)(80b)の外側面とに作用する如き回路を構成したことを特徴とするベーン形流体機械。

3. 発明の詳細な説明

①9 日本国特許庁 公開特許公報

①特開昭 49-78902

③公開日 昭49.(1974) 7. 30

②特願昭 47-12227/

②出願日 昭47.(1972) 12. 5

審査請求 未請求 (全6頁)

庁内整理番号

②日本分類

6965 34

63(3)D311

6826 34

52 C1.

本発明はロータに対して放射状に設けた複数個のベーンとその外部のカムリングとの間に形成したベーン室に圧力流体を供給して、前記ロータの中心部に形成した主軸に回転出力を得る如くしたベーン形流体モータあるいはポンプ等のベーン形流体機械に関するものにして、中間域においてベーンとカムリングとの接触力を最良にする適正なるベーン吐出力を得ると共に、モータの回転方向を正逆切換えた瞬間、圧力制御弁のスプール及びブランジヤが急速に応答し、ベーン吐出圧力の変動の少ないことを特徴とするものである。

以下説明を平易にするためベーン形流体モータについて述べるが後述の如くベーン形流体ポンプにおいても適用できる。

従来、ベーン形流体モータにおいてベーンの吐出力、すなわち各ベーン室を駆動するためベーンの先端をカムリングに圧接する吐出力を流体圧力によつて得るようにした構造のものが提供されている。ベーンの先端に高圧流体が作用する流体供給域では該高圧流体の一部をベーンの下部に導

き、一方流体吐出部（低圧側）では低圧流体の一部をベーンの下端に導いてベーン上下に作用する押圧力をバランスさせ、さらに中間域（ベーン先端に高圧と低圧との両方が同時に作用する区域）ではベーン下端に入口流体圧を減圧弁によつて制御した圧力を作用させるようにした構造のものが提供されている。しかし従来の構造のものでは特に中間域において下記に示す如き重大な欠点があつた。

すなわち、第4図は上記形式のベーンモータの中間域における部分的構造及び回路配置の概略図であり、圧力供給ライン(4)及び戻りライン(5)をそれぞれ一方の減圧弁(40a)(40b)の一次側(46a)(46b)に連結すると共に、これら減圧弁(40a)(40b)間に設けた二次側(47)をベーン(5)の下端に連通させている。減圧弁(40a)(40b)はともに一次側(46a)(46b)の端面に比較して二次側(47)の端面を略2倍の受圧面積に形成しており、且つ一次側(46a)(46b)と二次側(47)の間にそれぞれ可変的オリフィス(48)を形成している。而して圧力供給ライン(4)及びポート(7)を介して

さらに切換弁(6)を中立位置に切換えてロータ(1)の運動に急ブレーキを加えた場合、ロータ(1)の慣性により前記とは対称的にライン(4)が低圧になりライン(5)が高圧となる。このため2個の減圧弁(40a)(40b)は右方向に変位して、ライン(5)の高圧流体が可変オリフィス(48)を介してベーン吐出室(4)内に流入しサージ圧力を発生させ、カムリング(2)の内面を損傷させる欠点があつた。

本発明は上記の点に鑑み中央の小径のスプールの一端と左右いずれか一方のブランジヤの内面とに入口圧を作用させ、前記スプールの他端と他側のブランジヤの内面とに出口圧を作用させる一方、前記スプールによつて形成される可変オリフィスによる制御圧力を両ブランジヤの両端にフィードバックさせる如き構造の圧力制御弁を用いて、中間域において適性なるベーン吐出力を得ると共に、モータ停止時のベーン吐出室のサージ圧の発生を防止する如くしたものである。

以下本発明の実施例を図面に基づき説明する。

ベーン(5)の右側のベーン室(9)に流体を供給してロータ(1)を矢印方向に作動（回転）させた場合、左側のベーン室(9)には戻りライン(5)の抵抗に対応した圧力(PB)が発生し、右側のベーン室(9)には前記圧力(PB)と主軸に加わる負荷の荷重とを計算した値の圧力(PA)が発生する。このため図示の如き先端前後にそれぞれ同一の受圧面(46a)(46b)を備えたベーン(5)では、中間域(4)において該ベーン(5)を押下げる力として $\frac{PA+PB}{2}$ の圧力（押下力）が作用する。しかしベーン(5)を吐出す圧力は上記の如く圧力供給ライン(4)の略 $\frac{1}{2}$ つまり $\frac{PA}{2}$ 相当であるから、ベーン(5)の吐出力に比べて押下力 $\frac{PB}{2}$ 相当分だけ大きく作用する。このため出口圧(PB)を仮定して一次側(46a)(46b)の端面面積を二次側(47)端面面積の $\frac{1}{2}$ より若干広くして、 $\frac{1}{2}PA$ よりも若干大きな荷圧をベーン(5)に与えている。しかしながら出口圧が上記仮定出口圧より大きい場合にはベーン(5)がカムリング(2)から離れてしまい、逆の場合はベーン(5)とカムリング(2)との摩擦力が大きくなつてカムリング(2)を損傷する欠点があつた。

第5図に示す如く該ベーン形流体モータは、ロータ(1)をカムリング(2)の内部に該カムリングと同心状に設置しており、さらに該ロータ(1)には放射状の多数のベーン揺動溝(3)(3)・・・を形成し、これら各ベーン揺動溝(3)(3)・・・に夫々ベーン(5)(5)・・・を揺動自在に設けている。

前記カムリング(2)は内面に圧力平衡形のカム面(6)を形成しており、このカム面によつて4個の中間域(4)(4)(4)とこれらの中間域を隔てた4個の圧力作用域(4)(4)(4)(4)を形成している。

而して一方の圧力作用域(4)(4)の流体ポート(7)(7)からベーン室(9)内に流体を供給すると、該流体は負荷の対応圧まで上昇して周知のモータ作用によつてロータ(1)と共に主軸(8)を軸方向に回転させ、さらにベーン室(9)の体積変化によつて他方の流体作用域において流体ポート(8)(8)より前記流体を吐出することができる。しかも入口側において通路(4)及び円弧溝(4)を介して入口圧力（高圧側）をベーン(5)の下端のベーン吐出室(4)に作用させて、ベーン(5)の先端に作用する圧力に抗することができ

る。また出口側においては通路44及び円弧溝45を介して出口圧力(低圧側)をベーン(5)の下端のベーン突出部(4)に作用させて、ベーン(5)の先端に作用する圧力に対応した圧力を対抗させるものである。従つて、主軸40を時計方向に回転させる場合、A区域は流体の入口域でB区域は出口域、またポート(7)は入口ポートでポート(6)は出口ポートとしての機能をそれぞれ発揮するもので、主軸40の回転方向を逆時計方向に交換すると、これら機能は全く対称的に切換わるものである。

一方中間域(C)(D)(E)におけるベーンの突出圧力は下記の如き圧力制御弁によつて制御するものである。

前記の圧力制御弁は第2図に示す如く、ハウジング40の内部にスプール駆動室を形成しており、該スプール駆動室は中間部分が小径46で両端を大径(17a)(17b)に形成している。前記の小径46の断面積は大径室(17a)(17b)の略 $\frac{1}{2}$ に形成しており、該室の径に対応する大きさのスプール47を駆動自在に設け、大径室(17a)(17b)にはそれぞれこれら両

本発明は上記の如く構成するものにして、以下作用について説明する。

切換弁40を中立位置に保持して圧力供給ライン41への流体供給を止めているとき、左右のフランジヤ(80a)(80b)はともにスプリング(17a)(17b)によつてそれぞれ相反する方向に押圧保持されている。

斯る状態において切換弁40を図示の位置に切換えてポンプ42の吐出流体を圧力供給ライン41を介してベーン(5)の左側に送り、該ベーン(5)の右側を戻りライン43を介してタンク44に流通すると、プロッタ(11)は時計方向に回転し始め、それと同時に左側の大径室(17a)が、また右側の大径室(17b)に出口圧(PB)が作用する。このためスプール47は前記入口圧(PA)と出口圧(PB)との差圧によつて右方向に旋回し始め、先づスプール47のノッチ48と螺旋49のコーナとの間で流量を制御しながら徐々に流体を通路45を介してベーン突出部(4)及びフランジヤ(80a)(80b)の外周に導き入れ、次第に可変オリフィス49の開度を大きくして行く。次の結果としてフランジヤ(80b)の右端には可変オリフィス49による

室の直径に対応する大きさのフランジヤ(80a)(80b)を駆動自在に設置している。また前記小径46の中央部には螺旋49を形成し、該螺旋49と中間域(C)におけるベーン突出部(4)とを通路45を介して連通すると共に、該通路45から分岐したフィードバック通路(88a)(88b)を左右の大径室(17a)(17b)の外周面にそれぞれ開口している。さらに前記両大径室(17a)(17b)の内側に開口したパイロット通路(24a)(24b)をベーン駆動流体モータの入口ポート(7)に接続した圧力供給ライン41と、出口ポート(6)に接続した戻りライン43とに連通し、これら圧力供給ライン41及び戻りライン43をJ位置で方向性の切換弁40を介してポンプ42及びタンク44に連絡している。

一方前記スプール47の両端には該スプール47が中立位置にあるとき中央の螺旋49と両側の大径室(17a)(17b)とが連通し得る程度の長さを通えたノッチ48を形成しており、また左右の大径室(17a)(17b)の内側には小さなスプリング49aを設けてニュートラル時の両フランジヤ(80a)(80b)の位置を外周に設定する如く形成したものである。

制御圧力がスプール47を押返す力として作用する。しかし作ら該フランジヤ(80b)の左端には出口圧(PB)が対向的に作用するから、スプール47、フランジヤ(80b)の面積差と、入口圧(PA)、出口圧(PB)、両側圧との関係によつて、可変オリフィス49の開度は、ベーン突出部(4)に通信圧力 $(\frac{PA+PB}{2})$ を作用させる如く設定されるものである。

なお実際の制御圧力は $\frac{PA+PB}{2}$ よりも若干大きい方が適性である。従つて斯る制御圧力を与えられるようにスプール47とフランジヤ(80a)(80b)に比力に対応した面積差を形成することが望まれるものである。

上記作用とは対称的にベーン形モータの回転方向を逆時計方向に駆動するよう切換弁40を操作して流体の供給方向を切換えた場合、第2図とは対称的に下部の右側の大径室(17b)に入口圧(PA)が作用し左側の大径室(17a)に出口圧(PB)が作用する。

斯る圧力状態によつてスプール47は左方向に旋回して上記とは対称的な比力制御系を形成する。

つまり右側の可変オリファイス(7)で制御した圧力を中間室(9)におけるペーン張出室(4)に対して適性張出力として作用させることができるものである。

また第2図の如くロータ(11)が回転しているとき、切換弁(8)を中立位置に切換えると、ロータ(11)の慣性でライン(8)が高圧となりスプール(8a)を左に、またプランジヤ(20b)を右に押送すが、右のプランジヤ(20b)のストロークによつて押出された流体によつて左のプランジヤ(20a)をセンター方向に変位させてスプール(8a)に対するストップの働きをするので、ライン(8)内の高圧流体がペーン張出室(4)内に流入するのは防止されるものである。

なお、上記実施例は流体モードについて説明したが、本発明は流体ポンプにも適用することができる。また第2図の構造は油圧回路に於けるスプール(8a)のフラップ量が大きいためタイムラグが大きい、例えば第3図に示す如くスプール(8a)にランド(19a)を形成し、該ランド(19a)と隔壁(8b)のフラップ量を小さくしてタイムラグを小さくすることができる。

する効果がある。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の実施例を示す垂直断面図、第2図は要部の断面説明図、第3図は他の実施例の部分説明図、第4図は従来品の説明図である。

(A) (B)・・・圧力作用域

(9) (10)・・・中間室

(11)・・・ロータ

(12)・・・カムリング

(13)・・・ペーン張出機構

(4)・・・ペーン張出室

(5)・・・ペーン

(7) (8)・・・切換弁

(9)・・・ペーン室

(8a)・・・小径部

(8b)・・・大径部

(8c)・・・スプール

(20a) (20b)・・・プランジヤ

(21a) (21b)・・・フィードバック通路

(22a) (22b)・・・パイロット通路

図上の如く本発明は、スプール(8a)の左右に入口圧(PA)と出口圧(PB)とを対向的に作用させ、さらに該スプールの他端に設けたプランジヤ(20a)の両端に出口圧(PB)と制御圧を作用させると共に、これらスプール(8a)とプランジヤ(20a)との面接触を略1:2の比率に形成したから、ペーン張出機構における中間室(9)においてペーンの張出室に適正圧力、つまり $\frac{PA+PB}{2}$ を作用させることができる。この結果ペーン(5)を縮めて流体が漏洩したり、またペーン(5)とカムリング(12)との摩擦力が大き過ぎたりすることはなくなり、効率のよい回転出力または圧力を得ることができる効果がある。

またペーン形状の破損の移動中に切換弁(8)を中立に切換えて回転を停止させる場合、ロータ(11)の慣性によつて発生する圧力によりスプール(8a)が反対方向に押送されようとしても、対向側のプランジヤが破損に反応してスプール(8a)をストップさせてペーン張出室(4)内に高圧流体が流れ込むのを防止することができる。従つてサージ圧発生によるカムリング(12)の内面損傷を防止して耐久性を保持

(23)・・・圧力供給ライン

(24)・・・戻りライン

出願人 ダイキン工業株式会社

代理人 藤 原 忠 治

第 1 圖



